

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : **64-066321**

(43)Date of publication of application : **13.03.1989**

51)Int.Cl.

E02F 3/43
E02F 9/22
// F16F 15/02
G01H 17/00

21)Application number : **62-224380**

(71)Applicant : **KOBE STEEL LTD**

22)Date of filing : **08.09.1987**

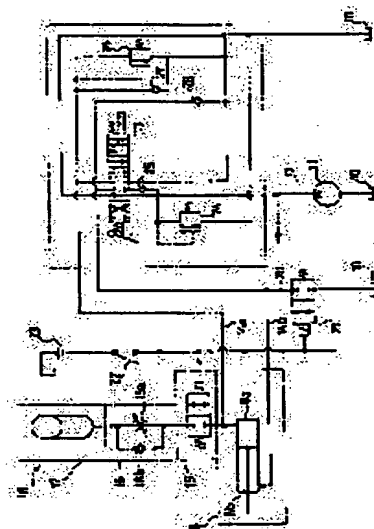
(72)Inventor : **KUNIEDA YOICHI**
TORII SATORU

54) VIBRATION INSULATOR FOR VEHICULAR CONSTRUCTION MACHINE

57)Abstract:

PURPOSE: To improve riding comfort of a construction machine by a method in which an oil-pressure cylinder for operation is connected to an oil pressure source circuit and a tank in a switching manner and an accumulator for suppressing vibration and a mode switching valve are connected to the cylinder.

CONSTITUTION: When the vehicle is in vibrated state by the undulation or road surface during the traveling period, a mode-switching valve 15 is switched to a connecting position, and oil in the head side oil chamber 8a of a boom cylinder 8 flows through a slow-return check valve 16 into an accumulator 17 or comes out of the accumulator 17 to suppress vibration. During excavating operation, a mode-switching valve 22 is switched to an excavation mode, and the valve 15 and a selection valve 21 are restored to the interrupting position. When excavation is started, oil does not flow into a tank 10 from the way of the pipe 14b on the head side and the extension or contraction of the cylinder 8 are properly controlled by a direction control valve 13. Furthermore, high- pressure oil directed into the oil chamber 8a on the head side does not flow into the accumulator 17 side, thereby preventing breakage of the accumulator 17.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

⑬ 日本国特許庁(J.P.)

⑭ 特許出願公開

⑯ 公開特許公報(A)

昭64-66321

⑮ Int. Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑰ 公開 昭和64年(1989)3月13日

E 02 F 3/48

E-8404-2D

// F 16 F 9/22

E-8702-2D

G 01 H 15/02

6581-3J

G 01 H 17/00

Z-7517-2G

審査請求 未請求 発明の数 2 (全11頁)

⑱ 発明の名称 車両系建設機械の振動抑制装置

⑲ 特 願 昭62-224380

⑳ 出 願 昭62(1987)9月8日

㉑ 発 明 者 国 枝 洋 一 兵庫県明石市大久保町大久保町947-1

㉒ 発 明 者 島 居 悟 兵庫県加古川市平岡町土山168-29

㉓ 出 願 人 株式会社神戸製鋼所 兵庫県神戸市中央区脇浜町1丁目3番18号

㉔ 代 理 人 弁理士 小谷 悦司 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

車両系建設機械の振動抑制装置

2. 特許請求の範囲

1. 車輪を有する車両本体に作業用油圧シリンダを介して作業装置を昇降自在に支持してなる車両系建設機械において、上記油圧シリンダは中立ブロックの方向制御弁を介して油圧源回路とタンクとに切替自在に接続され、この油圧シリンダに、振動抑制用アキュムレータと、このアキュムレータを上記油圧シリンダの負荷保持部油室に対する通達状態と遮断状態とに切り替えるモード切替弁が連結され、かつ、上記油圧シリンダの負荷保持油室に、この負荷保持油室をタンクに連通させる第1の状態と、負荷保持油室からタンクへの油の流出を阻止する第2の状態とを選択する選択弁が設けられ、この選択弁は上記モード切替弁に連動して作動され、モード切替弁が通達状態の時に第1の状態となり遮断状態の時に第2の状態となるように構成されていることを特徴とする車両系建設機械の振

動抑制装置。

2. 車輪を有する車両本体に作業用油圧シリンダを介して作業装置を昇降自在に支持してなる車両系建設機械において、上記油圧シリンダは中立ブロックの方向制御弁を介して油圧源回路とタンクとに切替自在に接続され、この油圧シリンダに、振動抑制用アキュムレータと、このアキュムレータを上記油圧シリンダの負荷保持部油室に対する通達状態と遮断状態とに切り替えるモード切替弁が連結され、かつ、上記油圧シリンダの負荷保持油室に、この負荷保持油室をタンクに連通させる第1の状態と、負荷保持油室からタンクへの油の流出を阻止する第2の状態とを選択する選択弁が設けられ、この選択弁は上記モード切替弁に連動して作動され、モード切替弁が通達状態の時に第1の状態となり遮断状態の時に第2の状態となるように構成され、かつ、上記油圧回路に、高圧リリーフ弁と、低圧リリーフ弁と、上記モード切替弁に連動して作動するとともにモード切替弁が遮断状態の時に低圧リリーフ弁を働かせ遮断状態の時に高圧

リリース弁を動かせる切替手段とが設けられていることを特徴とする車両系建設機械の振動抑制装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、作業装置を備えた車両系建設機械の振動抑制装置に関するものである。

(従来技術)

従来、車両系建設機械の振動抑制装置として、たとえば特開昭60-119830号公報に示されるように油圧ショベルのブームとアームシリンダとの間、またはアームとバケットシリンダとの間に、アームシリンダやバケットシリンダ等の作業用油圧シリンダとは別に緩衝用シリンダを取付けたものが知られている。しかしこの従来では次のような問題がある。

(a) 車両本体の振動抑制ではなく、作業装置先端部(バケット部)の振動抑制を目的としたものであり、従って、車両全体に対する振動抑制効果は期待できない。

また、長時間走行時であっても振動抑制作用を継続して適正に発揮でき、乗心地を大幅に改善してオペレータの疲労を低減できるようにすることになり、第2の目的はオペレータが誤操作しても振動抑制装置側に高圧油が流入することを防止して振動抑制装置の破損を防止でき、故障も少なく、耐久性に富む振動抑制装置をうることにある。

(発明の構成)

第1の発明は、車輪を有する車両本体に作業用油圧シリンダを介して作業装置を昇降自在に支持してなる車両系建設機械において、上記油圧シリンダは中立ブロックの方向制御弁を介して油圧源回路とタンクとに切換自在に接続され、この油圧シリンダに、振動抑制用アキュムレータと、このアキュムレータを上記油圧シリンダの負荷保持油室に対する遮断状態と通断状態とに切換えるモード切換弁が連動され、かつ、上記油圧シリンダの負荷遮断室に、この負荷遮断室をタンクに連通させる第1の状態と、負荷遮断室からタンクへの油の流出を阻止する第2の状態とを選択する選択

(b) 緩衝用シリンダのヘッド側油室とロッド側油室に油を封入し、そのシリンダ内のピストンに設けた小孔により両油室を連通させ、その小孔による絞り作用のみで緩衝を行うものであり、絞りがシリンダ内にあるため絞りによる減圧効果の設定が困難であり、かつ、絞り方を動かせるアキュムレータが使用されていないために振動抑制効果が悪い。

(c) 作業用油圧シリンダをそれとは別に設けた緩衝用シリンダによって支持するために、緩衝用シリンダの取付け位置に制約があり、製作が面倒である。

(d) 機体が荷重な衝撃荷重を受けた場合、緩衝用シリンダの取付部やシール部が損傷し易く、耐久性に劣る。

(発明の目的)

本発明は、上記従来の問題を解決するためになされたものであり、第1の目的は構造が簡潔で容易に製作できるようにしてコストダウンを図り、かつ、走行時の車両全体に対する振動抑制効果が

高く、長時間走行時であっても振動抑制作用を継続して適正に発揮でき、乗心地を大幅に改善してオペレータの疲労を低減できるようにすることになり、第2の目的はオペレータが誤操作しても振動抑制装置側に高圧油が流入することを防止して振動抑制装置の破損を防止でき、故障も少なく、耐久性に富む振動抑制装置をうることにある。

この構成により、緩衝の作業用油圧シリンダにモード切換弁を介してアキュムレータを連通することによって容易に製作でき、コストダウンが可能となり、かつ、振動低減のためのばね定数等の設定が容易となり、モード切換弁を連通位置に切換えておくことにより適正な振動抑制効果が実現され、とくに長時間走行時であっても、作業用油圧シリンダの負荷側油室に油が封じ込められるおそれがなく、振動抑制作用を継続して適正に発揮でき、乗心地が大幅に改善される。

第2の発明は、上記第1の発明において、油圧源回路に、高圧リリース弁と、低圧リリース弁と、上記モード切換弁に連動して作動するとともにモード切換弁が遮断状態の時に低圧リリース弁を開かせ遮断状態の時に高圧リリース弁を動かせる切替手段とが付加されているものである。

こうすればとくに、オペレータが上記モード切替弁を通過位置に切替えたままでも過剰等の高圧作業を行おうとしても、油圧回路がアンロードされて高圧作業を行うことができず、高圧油が過熱抑制装置のアキュムレータに流入することが防止され、アキュムレータの保護がなされ、運転寿命が向上される。

(実態図)

第2図に本発明が適用される車両系建設機械の一例としてのホイールローダを示している。このホイールローダは、複数個(たとえば4個)の車輪1を備えた車両本体2の前後フレーム2aに作業装置3を装備してなるものである。作業装置3は、前後フレーム2aに基端部が回動自在に支持されたアーム4と、アーム4の先端に回動自在に支持されたバケット5と、アーム4の中間部とバケット5の一端部との間に回動自在に連結されたクロスリンク6およびダンプリング7と、上記前後フレーム2aとアーム4との間に設けられたアームシリンダ8と、前後フレーム2aとクロスリ

ンク6との間に設けられたバケットシリンダ9とによって構成されている。

第1図は第1の発明の実態例を示す要部の油圧回路図である。この図において、10はタンク、11は油圧ポンプであり、その吐出管路(油圧回路)12にアーム用方向制御弁13および管路14a、14bを介してアームシリンダ8の両端室8a、8bが接続されている。また、吐出管路12にはバケット用方向制御弁(図示省略)を介して第2図のバケットシリンダ9が接続される。

上記アームシリンダ8には、モード切替弁15と、絞り16aとチェック弁16bを設けたスローリターンチェック弁16と、回動抑制用アキュムレータ17とからなる回動抑制装置18が一体的に連結され、そのスローリターンチェック弁16と回動抑制用アキュムレータ17とが直列状態でモード切替弁15により上記アームシリンダ8の両端保持制御室(この実施例ではヘッド側油室)8aに對して通過状態と遮断状態とに切替自在に設けられている。上記アキュムレータ17には過

常プラダ形アキュムレータが用いられるが、ピストン形アキュムレータ、ダイヤフラム形アキュムレータを用いてもよい。

一方、アームシリンダ8の負荷側油室(ロード側油室)8bに接続された負荷側管路14bの途中にはバイパス管路20が分岐接続され、このバイパス管路20に選択弁21が設けられ、この選択弁21によりバイパス管路20がタンク10に連通させる第1の状態と、遮断する第2の状態とに切替えられる。

上記モード切替弁15と選択弁21には電磁切替弁が用いられ、運転室に設けられたモード切替スイッチ22により互いに連動して通過位置(走行モード)と遮断位置(掘削モード)とに切替えられる。23はバッテリー等の電源である。

また、24はメインリリーフ弁、25はロードチェック弁、26はオーバーロードリリーフ弁、27、28はキャビテーション防止用チェック弁である。

上記ホイールローダにおいて、走行時は、方向

制御弁13を指示の中立位置に保持させ、アームシリンダ8に対する圧油供給用の管路14a、14bをブロックさせ、かつ、運転室に設けられたモード切替スイッチ22を走行モード(オン)に切替え、モード切替弁15および選択弁21をそれぞれ通過位置に切替える。この状態で、エンジンからの駆動力により車輪1を駆動することによって走行させる。なお、上記切替弁15および選択弁21は手動式または油圧式で互いに連動させて切替えるようにしてもよい。また、走行レバー(図示省略)の操作に連動してモード切替スイッチ22をオン、オフし、切替弁15および選択弁21を切替えるようにしてもよい。

上記走行時において、路側の起伏に応じて、または加速、減速時に車両本体2が振動し、これによって作業装置3が振動し、この作業装置3を支持しているアーム4が上下方向に回動しようとし、このアーム4を支持しているアームシリンダ8のヘッド側油室8aに圧力変動が生じる。

このような場合、モード切替弁15の通過位置

への切替えによって上記油室8aがモード切替弁15、スローリターンチェック弁16を介してアキュムレータ17に連通され、上記油室8a内の油がスローリターンチェック弁16を経てアキュムレータ17に流入、流出される。そのときアキュムレータ17の蓄圧力によるばね作用と、スローリターンチェック弁16の絞り16aによる減衰作用によって上記振動が抑制される。

すなわちこの種の車両減速機構では、車両本体2側を主振動系とし、車両本体2に比べて重量(質量)の小さい作業装置3側を副振動系とする動特性として考えることができるので、作業装置3側の副振動系の固有振動数が、車両本体2側の主振動系の固有振動数とはほぼ等しくなるように、車両本体2の質量と車輪1のばね定数および作業装置3の質量に応じてアキュムレータ17のばね定数および絞り16aの減衰係数を設定しておくことにより、走行時に、車両本体2側はほとんど振動せず、副振動系の作業装置3側が振動し、作業装置3側において、ばね力つまりアキュムレ

ータ17の蓄圧力が常に該側面から受ける加振力に対向する方向に作用して面振が抑制されるとともに、絞り16aにより減衰減衰作用が発揮され、これにより走行時における車両本体2の上下、前後、左右の振動およびピッチング、ローリング、ヨーイングが抑制され、乗心地が向上される。

ところで、上記振動抑制時には、振動に応じてブームシリンダ8のヘッド側油室8aにアキュムレータ17から油が流入、流出することによってブームシリンダ8が伸縮移動し、この伸縮移動を減速しているうち、縮み方向のストローク時に上記絞り16aとアキュムレータ17とによって減速抑制作用が発揮される。ただし、今後に選択弁21が設けられていない場合もしくは選択弁21が遮断位置にある場合を想定すると、上記ブームシリンダ8が振動抑制のために減速移動した際、その縮みの度にロッド側油室8bが負圧さみとなるために、タンク10からキャビテーション防止用チェック弁20を経てロッド側油室8b内に油が流入し、かつ、ロッド側油室8bからタンク1

0への流出は阻止されるため、このロッド側油室8bに油が封じ込められてブームシリンダ8がロッド側にストローク(伸長)し難くなり、ブームシリンダ8が上記減速抑制を繰返しているうちにそのストロークが次第に小さくなり、ついには停振不感となって上記の減速抑制作用が発揮できなくなる。

しかしながら、上記の構成によれば、モード切替スイッチ22によってモード切替弁15を遮断位置に切替えた時は、選択弁21も遮断位置に切替えられ、ブームシリンダ8のロッド側油室8bがタンク10に連通されているので、タンク10から上記ロッド側油室8bへの油の流入、流出は自由に行われ、ブームシリンダ8の上記減速抑制が抑えられることはない。従って、長時間走行時であっても、上記の減速抑制作用が常に適正に発揮される。

次に、減速動作を行う時は、モード切替スイッチ22を減速モード(オフ)に切替え、モード切替弁15および選択弁21をそれぞれ遮断位置に

戻しておく。この状態で、方向制御弁13を切替えることによりポンプ11からの圧油がブームシリンダ8の油室8aまたは8bに供給され、同シリンダ8が伸長または縮小され、ブーム4が回転してバケット5が昇降される。また、バケット用方向制御弁(図示省略)を切替えることによりポンプ11からの圧油が第2図のバケットシリンダ9に供給され、同シリンダ9が伸長または縮小され、クロスリンク6とダンプリング7を介してバケット5が回転される。これにより開閉および荷の放出が行われる。

この減速時において、上記のようにモード切替スイッチ22を減速モードに切替えておけば、選択弁21が遮断位置に切替えられるので、ロッド側の管路14bの途中から油がタンク10に流出することはない。方向制御弁13によってブームシリンダ8の伸縮が適正にコントロールされる。

また、この減速時に、ブームシリンダ8のヘッド側油室8aに高圧油が封じられる場合があるが、上記モード切替スイッチ22の減速モードへの切

閉えによってモード切替弁15が遮断位置に切替えられるので、上記ヘッド側油室8bに導かれた高圧油がアキュムレータ17の油に流入することなく、アキュムレータ17が放油されるおそれはない。

第3図は第2実施例を示すものであり、フームシリンダ8のロッド側のキャビテーション防止用チェック弁28と平行に低圧（数MPa）設定のベントリリーフ弁29が設けられ、そのベント管路29aが選流弁30によりタンク10に連通する第1の状態と、遮断する第2の状態とに切替自在に構成されている。

この実施例によれば、走行モードで選流弁30が遮断位置に切替えられることによりベントリリーフ弁29のベント管路29aがタンク10に連通されるため、フームシリンダ8のロッド側油室8bからベントリリーフ弁29を経てタンク10への油の流出が可能となり、かつ、タンク10からチェック弁28を経てロッド側油室8bへの油の流入も可能であり、振動換油時にフームシリン

ダ8bの伸縮が拘束されることが防止される。これにより第1図の実施例（第1実施例）と同様の作用効果が得られる。さらに、第2実施例によれば、ベント管路29aに選流弁30を設けるので、第1実施例のようにメインの管路14bに選流弁21を設ける場合に比べて、小流量用で小型の選流弁30を用いることができる。

第4図は第3実施例を示すものであり、上記第2実施例のチェック弁28とベントリリーフ弁29の代りにベントアンロード弁31が用いられ、そのベント管路31aが選流弁30によりタンク10に連通する第1の状態と、遮断する第2の状態とに切替自在に構成されている。

この実施例によれば、走行モードで選流弁30が遮断位置に切替えられることによりベントアンロード弁31のベント管路31aがタンク10に連通され、このベントアンロード弁31によりフームシリンダ8のロッド側油室8bからタンク10への油の流出、流入が自由に可能となり、振動換油時にフームシリンダ8bの伸縮が拘束される

ことが防止される。これにより第1および第2実施例と同様の作用効果が得られる。とくに、第3実施例では1個のベントアンロード弁31により第2実施例のベントリリーフ弁29とチェック弁28の両機能を兼務できるので、弁の数を少なくして構造を簡素化できる。

ところで、上記各実施例において、オペレータの操作ミス等により、モード切替スイッチ22を走行モードに切替えたままに換油作業を行おうとする場合がある。この場合、モード切替弁15が遮断位置のままに管路14aに高圧油が流入すると、その高圧油がアキュムレータ17に流入してアキュムレータを破損するおそれがある。

これを防止するために、第2の発明では次のように構成している。

第5図は第2の発明の実施例（第4実施例）を示すものであり、上記第2実施例において、油圧ポンプ11の吐出管路12に高圧（たとえば210MPa）設定のメインリリーフ弁24と、低圧（たとえば90MPa）設定のベントリリーフ弁

32とを平行に接続し、その低圧ベントリリーフ弁32のベント管路32aと、フームシリンダ8のロッド側に設けられた低圧（数MPa）設定のベントリリーフ弁29のベント管路29aとを、選流弁33によりタンク10に連通する第1の状態と、遮断する第2の状態とに切替自在に構成したものである。

この第4実施例によれば、上記第2実施例と同様の作用効果が得られると同時に、モード切替弁15が走行モード（連通位置）にある時は、選流弁33も走行モード（連通位置）にあり、ロッド側の低圧ベントリリーフ弁29のベント管路29aと、ポンプ側の低圧ベントリリーフ弁32のベント管路32aとがいずれもタンク10に連通され、走行時にアキュムレータ17の破損を防止しながら低圧作業が可能となる。

すなわち走行モードで方向制御弁13をたとえば左位置に切替えると、ポンプ11の吐出油が管路14aに導かれるが、このとき高圧設定のメインリリーフ弁24は動かずに、低圧設定のベント

リリーフ弁32が動くことになり、ポンプ11の吐出圧力がこのベントリリーフ弁32の設定圧まで上昇し、その設定圧以下の低圧油が管路14aを経てブームシリンダに導かれ、ブームシリンダ8の低圧での作業が行われる。また、上記高圧油を第2図のパケットシリンダ9に導いてパケット5を低圧で回動させることも可能である。

これにより走行しながら低圧油でブームシリンダ8またはパケットシリンダ9を作動させることができ、パケット5を地表から引上げながら、走行したり、パケット5を下げながら走行したりすることができ、作業性が向上される。しかも、この作業時には、モード切換弁15が通過位置で、アキュムレータ17が管路14aに連通されているが、図14aに導かれる油は低圧であるため、アキュムレータ17が損傷するおそれはない。また、ポンプ11の吐出圧力が低圧であるため、高圧を必要とする掘削作業を行うことはできず、これによってオペレータに走行モードであることを知らせ、後述ミスによるアキュムレータ17の損

傷が未然に防止される。

なお、モード切換スイッチ22を掘削モードに切換えれば、各ベントリリーフ弁29、32のベント管路29a、32aが遮断され、各ベントリリーフ弁29、32がロックされた状態で、高圧設定のメインリリーフ弁24が動くことになり、ポンプ11の吐出圧力はメインリリーフ弁24の設定圧（高圧）まで上昇可能となり、その高圧油をブームシリンダ8およびパケットシリンダ9に供給して高圧での掘削作業が行われ、掘削作業効率が高められる。

第6図は第2の発明の別の実施例（第5実施例）を示すものであり、上記第4実施例において、吐出ポンプ11の吐出管路12に高圧（たとえば210MPa）設定のメインリリーフ弁24と、ベントアンロード弁34とを平行に接続し、補助切換弁33により、ベントアンロード弁34のベント管路34aを低圧（たとえば90MPa）設定の低圧リリーフ弁35に接続するとともに、ブームシリンダ8のロッド側に設けられたベント

アンロード弁31のベント管路31aをタンク10に連通させる第1の状態と、上記図ベント管路34a、31aを遮断する第2の状態とに切換自在に構成したものである。

この第5実施例では上記第4実施例と同様の作用効果が得られると同時に、走行モードで選択弁33が通過位置となって、ロッド側のベントアンロード弁31のベント管路31aがタンク10に連通されるとともに、ポンプ側のベントアンロード弁34のベント管路34aが低圧設定のリリーフ弁35に接続されて両リリーフ弁35が働き、掘削モードで選択弁33が遮断位置となって各ベント管路34a、31aが遮断され、上記低圧設定のリリーフ弁35が動かずに高圧設定のメインリリーフ弁24が動くことになる。これによって上記第4実施例（第5図）と同様の作用効果が得られる。

なお、上記各実施例では、ブームシリンダ8が1図の場合を例示しているが、2本のブームシリンダ8、8'を用いる場合は、第7図に示す第6

実施例のように管路14a、14bを並列管路14a1、14a2および14b1、14b2により各シリンダ8、8'の油室8a、8a'および8b、8b'にそれぞれ接続し、各シリンダ8、8'側に切換弁15、15'と、絞り16a、16a'とチェック弁16b、16b'からなるスローリターンチェック弁16、16'と、掘削抑制用アキュムレータ17、17'とを一体的に連結する。あるいは第8図に示す第7実施例のように管路14a、14bを並列管路14a1、14a2および14b1、14b2により各シリンダ8、8'の油室8a、8a'および8b、8b'にそれぞれ接続した上で、一方のシリンダ8に、両シリンダ8、8'共通の切換弁15と、スローリターンチェック弁16と、掘削抑制用アキュムレータ17とを一体的に連結する。こうすれば、2本のブームシリンダ8、8'に対し2倍もしくは1図のアキュムレータ17（17'）によって掘削抑制作用を見込ませることができる。

また、上記各実施例では、切換弁15（15'）

と、アキュムレータ17(17')との間にはスローリターンチェック弁16(16')を設け、その絞り16a(16a')により振動減衰作用を発揮させるようにしているが、アキュムレータ17とアームシリンダ8との間における管路手前や切替弁15の通過部に圧縮がある場合、その圧縮による絞り効果によって減衰作用が発揮されるので、このような場合には絞り16を省略して、第9図に示す第0実施例のようにアームシリンダ8に切替弁15を介してアキュムレータ17のみを接続しただけでもよい。

本発明は、上記実施例のホイールローダに限らず、パワーショベル、トラッククレーン、その他作業装置を装備した各種の車両系建設機械全般に適用できるものである。

(発明の効果)

上記のように第1の発明は、既存の作業用油圧シリンダに振動抑制用アキュムレータを連結することによって振動抑制効果を発揮できるので、構

造が簡単で、容易に製作でき、コストダウンが期待となる。しかも、振動抑制のためのばね定数等を適正に容易に設定でき、モード切替弁を通過の遅く(走行モード)に切替えておくことにより減衰に依じた最適な振動抑制効果を発揮でき、重心地を大幅に改善できる。さらに、走行モードでタンクから作業用シリンダのロッド側等の負荷側油室への油の流入、流出を自由にして、同シリンダの振動抑制のための伸縮作動が滞りされることを防止でき、長時間走行時であっても上記の振動抑制効果を常に適正に発揮させることができる。

第2の発明は、上記第1の発明において、油圧回路に高圧リリーフ弁と低圧リリーフ弁とロード切替手段とを設けたものであり、走行モードの際は、低圧リリーフ弁が働くことにより振動等の高圧作業は行うことはできないが、低圧作業は随意に行うことができる。これによりアキュムレータに高圧油が流入することを防止してアキュムレータを保護しながら、走行と、空バケットの昇降等の作業用油圧シリンダによる低圧作業との組合

作業を行うことができ、作業能率を大幅に向上できるものである。

4. 図面の簡単な説明

第1図は第1の発明の実施例(第1実施例)を示す各部の油圧回路図、第2図は本発明が適用される車両系建設機械の一例を示す側面図、第3図および第4図は第2実施例および第3実施例を示す各部の油圧回路図、第5図は第2の発明の実施例(第4実施例)を示す各部の油圧回路図、第6図は第2の発明の他の実施例(第5実施例)を示す各部の油圧回路図、第7図乃至第9図は第6乃至第8実施例を示す各部の油圧回路図である。

1…車輪、2…車体本体、3…作業装置、4…アーム、5…バケット、8…アームシリンダ、8a…負荷側油室、8b…負荷側油室、9…バケットシリンダ、11…油圧ポンプ、12…吐出管路(油圧回路)、13…方向制御弁、15…モード切替弁、16…スローリターンチェック弁、16a…絞り、17…アキュムレータ、19…振動抑制回路、21、30、33…選択弁、22…

モード切替スイッチ、24…メインリリーフ弁(高圧リリーフ弁)、29…ベントリリーフ弁、31…ベントアンロード弁、32…ベントリリーフ弁(低圧リリーフ弁)、34…ベントアンロード弁、35…低圧リリーフ弁。

特許出願人

代理人

同

同

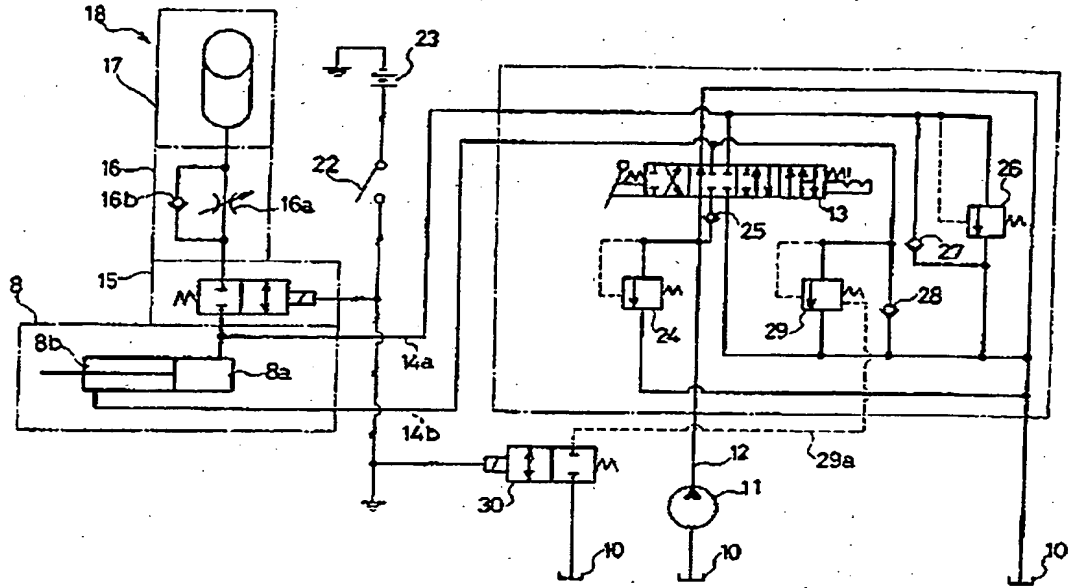
株式会社神戸製鋼所

弁護士 小曾悦司

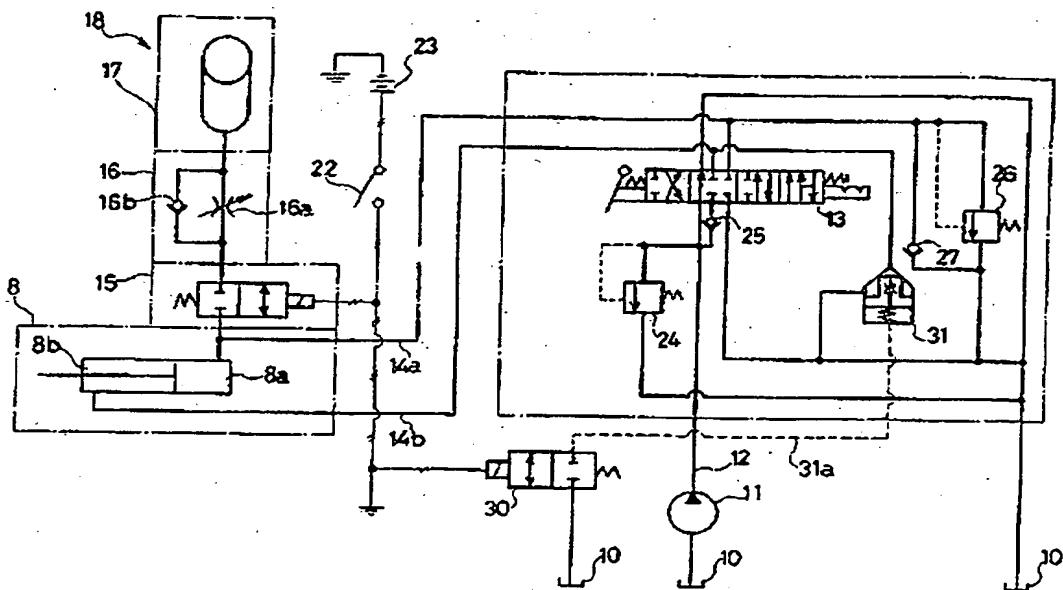
弁護士 佐田 正

弁護士 阪谷康夫

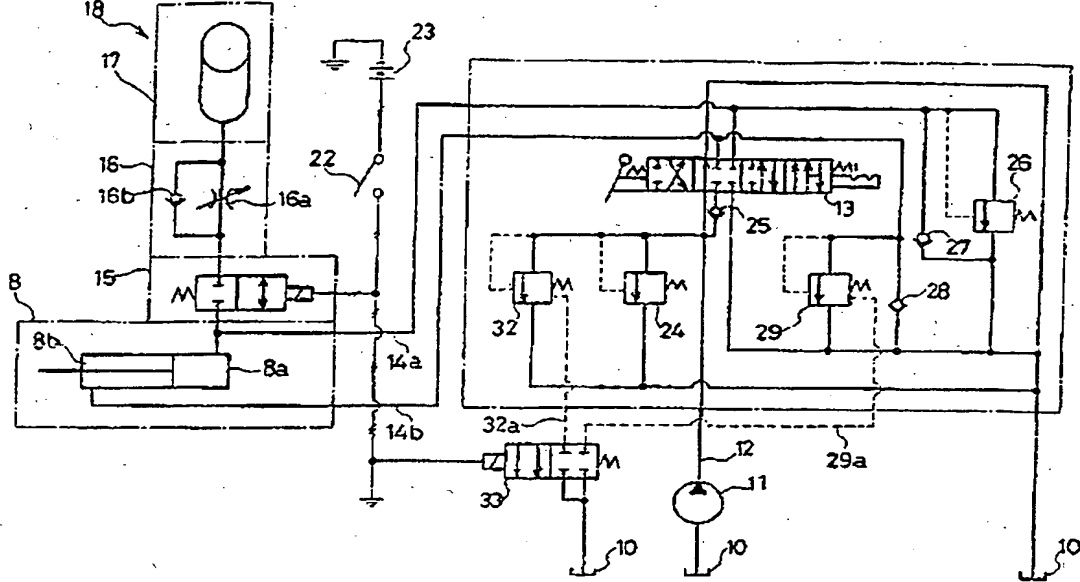
第 3 図



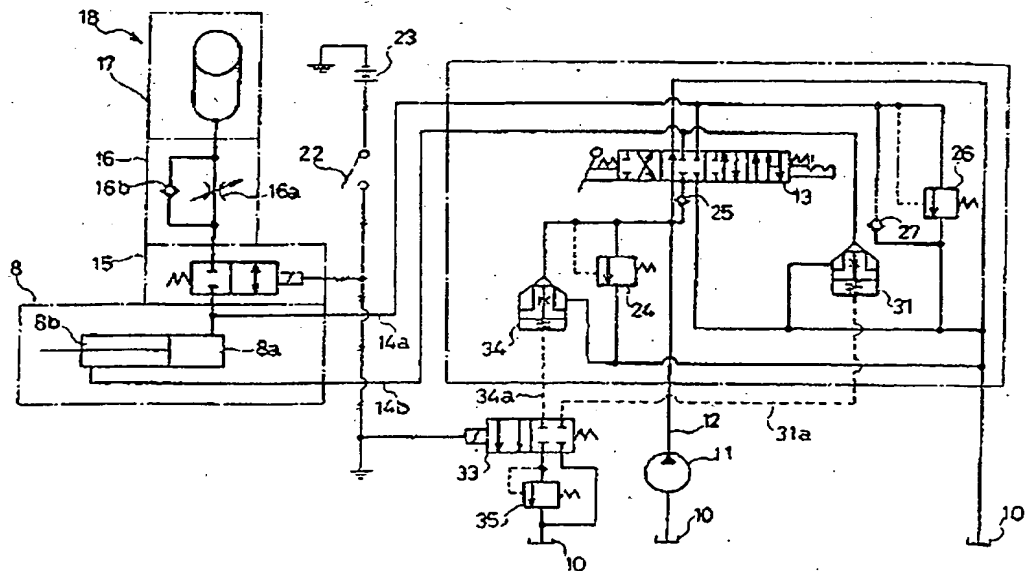
第 4 図



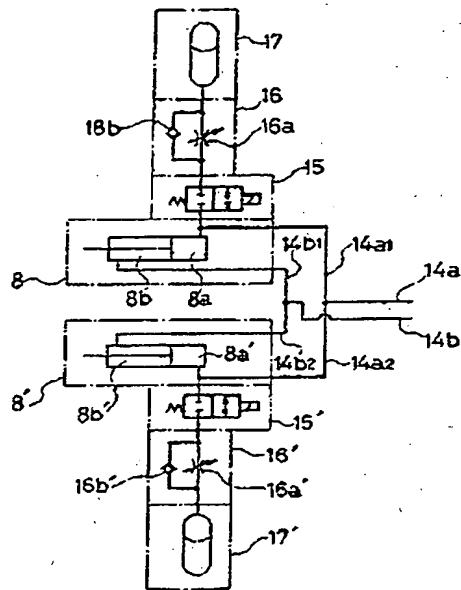
第 5 図



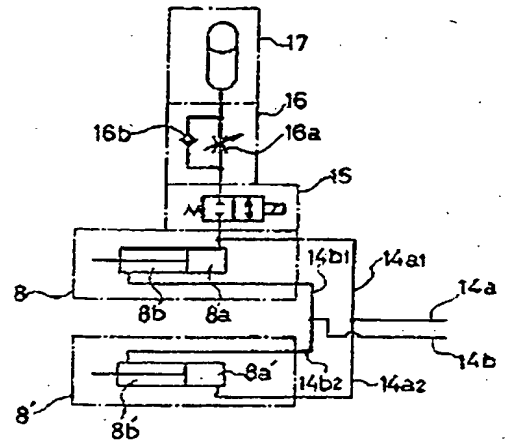
第 6 図



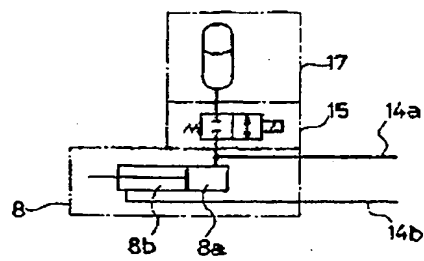
第 7 図



第 8 図



第 9 図



Title of the Invention: Vibration Insulator for Vehicular Construction Machine

Claims

The claims are:

1. A vibration insulator for a vehicular construction machine comprising

a wheeled vehicle with an operating device that can be lifted and lowered by means of an oil-pressure cylinder for operation,

characterised

in that the oil-pressure cylinder is selectively connected to an oil-pressure source circuit and a tank through a neutral block direction control valve,

and in that a vibration-suppressing accumulator and a mode-switching valve for switching the accumulator into either a connecting or an interrupting position in relation to the non-load side oil chamber of the oil-pressure cylinder are connected with the oil-pressure cylinder,

and in that a selection valve is provided at the load side oil chamber of the oil-pressure cylinder which either selects a first mode during which the load side oil chamber is connected with the tank, or a second mode, during which oil is prevented from flowing from said load side oil chamber to the tank,

and in that said selection valve is operated in relation to said mode-switching valve so that if the mode-switching valve is in connecting position, the selection valve enters the first mode, and if the mode-switching valve is in interrupting position, the selection valve enters the second mode.

2. A vibration insulator for a vehicular construction machine comprising

a wheeled vehicle with an operating device that can be lifted and lowered by means of an oil-pressure cylinder for operation,

characterised

in that said oil-pressure cylinder is selectively connected to an oil-pressure source circuit and a tank through a neutral block direction control valve,

and in that a vibration-suppressing accumulator and a mode-switching valve for switching said accumulator into either a connecting or an interrupting position in relation to the non-load side oil chamber of the oil-pressure cylinder,

and in that a selection valve is provided at the load side oil chamber of the oil-pressure cylinder which either selects a first mode during which the load side oil chamber is connected with the tank, or a second mode, during which oil is prevented from flowing from said load side oil chamber to the tank,

and in that said selection valve is operated in relation to said mode-switching valve so that if the mode-switching valve is in connecting position, the selection valve enters the first mode, and if the mode-switching valve is in interrupting position, the selection valve enters the second mode,

and that a switching means is provided at the oil-pressure source circuit consisting of a high-pressure relief valve and a low-pressure relief valve operating in relation to each other in such a way that said low-pressure relief valve is operated when the mode-switching valve is in connecting position and that the high-pressure relief valve is operated when the mode-switching valve is in interrupting position.

3. Description

Field of the Invention

The present invention relates to a vibration insulator for a vehicular construction machine provided with an operating device.

Background and Object of the Invention

A vibration insulator for a vehicular construction machine is already known for example from JP60-119830, which discloses that, in addition to an oil-pressure cylinder such as an arm cylinder or bucket cylinder, a separate buffer cylinder is provided between the boom of an hydraulic shovel and the arm cylinder, or between the arm and the bucket cylinder. However, the device disclosed presents the following problems:

- a) It relates to the vibration insulation not of the vehicle body itself but of the tip of the operating device (bucket). For this reason, a vibration insulating effect on the vehicle body is not to be expected.
- b) The buffer effect is achieved only through the choking effect resulting from encapsulating oil within both the head side oil chamber and the rod side oil chamber of the buffer cylinder, both of which are connected to each other through small openings provided on the piston inside the cylinder. Since choking takes place within the cylinder, it is difficult to determine the damping coefficient; moreover, the vibration insulating effect is weak, because no accumulator applying elastic force is provided.
- c) Because the oil-pressure cylinder is to be supported by a separate buffer cylinder, there are limitations as to where this buffer cylinder may be affixed, which may complicate the manufacturing process.
- d) The buffer cylinder mount or the seal can get damaged if a heavy load is suddenly placed on the machine, thus lowering its durability.

In order to solve the problems of the prior art as stated above, the first object of the invention is to achieve easier manufacturing and lower cost, together with an improved vibration insulating effect for the whole vehicle body which does not deteriorate over long hours of operation, and which greatly improves the operator's riding comfort, preventing tiredness. The second object of the invention is to prevent high-pressure oil from flowing towards the vibration-suppressing device if the operator makes a mistake and thus to prevent the vibration insulator from breakage, thereby achieving a vibration insulator with fewer malfunctions and improved durability.

Structure of the Invention

The first invention provides a vibration insulator for a vehicular construction machine comprising a wheeled vehicle with an operating device that can be lifted and lowered by means of an oil-pressure cylinder for operation, with said oil-pressure cylinder being selectively connected to an oil-pressure source circuit and a tank through a neutral block

direction control valve; with a vibration-suppressing accumulator and a mode-switching valve for switching said accumulator into either a connecting or an interrupting position in relation to the non-load side oil chamber of said oil-pressure cylinder being connected with said oil-pressure cylinder; with a selection valve which is provided at the load side oil chamber of the oil-pressure cylinder which either selects a first mode during which the load side oil chamber is in communication with the tank, or a second mode, during which oil is prevented from flowing from said load side oil chamber into the tank; and with said selection valve operating in relation to said mode-switching valve so that if the mode-switching valve is in connecting position, the selection valve enters the first mode, and if the mode-switching valve is in interrupting position, the selection valve enters the second mode.

This structure can be realized easily by linking a known oil-pressure cylinder for operation via a mode-switching valve to an accumulator, achieving a cut in costs. Additionally, the spring constant can be determined easily due to reduced vibration, and by bringing the mode-switching valve into connecting position the proper vibration suppression effect can be achieved, so that even during long hours of operation there is no danger of oil becoming trapped in the load side oil chamber of the oil-pressure cylinder. Thus the proper vibration suppression effect can be maintained over a long period, improving the operator's riding comfort.

The second invention is an arrangement according to the first invention, with the following elements added to the oil-pressure source circuit: a high-pressure relief valve, a low-pressure relief valve and a switching device operating in relation to said mode-switching valve, acting on the low-pressure relief valve if the mode-switching valve is in connecting position and acting on the high-pressure relief valve if the mode-switching valve is in interrupting position.

This way, even if the operator tries to perform a high-pressure operation such as excavating with the mode-switching valve still in connecting position, this operation is made impossible because the oil-pressure source circuit is unloaded, preventing pressurized oil from flowing into the vibration-suppressing device's accumulator and thus protecting the accumulator and prolonging machine life.

Embodiments of the Invention

FIG. 2 shows a wheel loader as an example of a vehicular construction machine adopting the present invention. This wheel loader consists of a vehicular body 2 with several (for example four) wheels 1, and an operating device 3 provided on the front frame 2a of the vehicular body 2. The operating device 3 comprises a boom 4 whose lower end is supported on front frame 2a, and a bucket 5 supported at the tip of boom 4, a cross link 6 and a damping link 7 flexibly connected to each other between the middle part of boom 4 and one side of bucket 5, a boom cylinder 8 provided between front frame 2a and boom 4, and a bucket cylinder 9 provided between front frame 2a and cross link 6.

FIG. 1 shows the relevant parts of an oil-pressure source circuit of the first embodiment of the present invention. In this Figure, 10 refers to the tank and 11 refers to the oil-pressure pump, to whose discharge pipe (oil-pressure source circuit) 12 oil chambers 8a, 8b of boom cylinder 8 are connected via a boom direction control valve 13 and pipes 14a, 14b. Furthermore, bucket cylinder 9 of FIG. 2 is connected to discharge pipe 12 via a bucket direction control valve (not shown). A vibration-suppressing device 18 consisting of a mode-switching valve 15, of a slow-return check valve 16 comprising a choke 16a and a check valve 16b, and of a vibration-suppressing accumulator 17, is integrally connected with boom cylinder 8; and with its slow-return check valve 16 and vibration-suppressing accumulator 17 being serially aligned, it can be switched between a connecting and an interrupting position

relative to non-load side oil chamber (in this embodiment: head side oil chamber) 8a of boom cylinder 8. Normally, a bladder accumulator is used as accumulator 17, but it is also possible to use a piston accumulator or a diaphragm accumulator.

A bypass pipe 20 branches off from head side pipe 14b, which is connected to the load side oil chamber (rod side oil chamber) 8b of boom cylinder 8. This bypass pipe 20 is provided with a selection valve 21, which in turn allows bypass pipe 20 to enter either a first, connecting position to tank 10 or a second, interrupting position from tank 10.

Mode-switching valve 15 and selecting valve 21 are constructed as magnetic valves, and, being linked to each other via a mode switch 22 located in the operator cab, mode-switching valve 15 and selecting valve 21 can interactively switch between connecting position (driving mode) and an interrupting position (excavating mode). 23 refers to the power switch for the battery etc.

Furthermore, 24 refers to the main relief valve, 25 to the load check valve, 26 to an overload relief valve, and 27 and 28 to anti-cavitation check valves.

During driving mode, the wheel loader's direction control valve 13 is kept in a neutral position as shown in the Figures, the pipes 14a, 14b used for the oil drain and supply of cylinder 8 are blocked, and the mode switch 22 located in the operator cab is in driving mode (on), and mode-switching valve 15 and selecting valve 21 are both switched into connecting position. In this state, the engine's driving force causes the wheels 1 to turn and thus propels the machine forward. The interactive switching of mode-switching valve 15 and the selecting valve 21 can be either manually controlled or hydraulic. Switching of the mode-switching valve 15 and the selecting valve 21 can also be linked to the position of mode switch 22 (either "on" or "off"), which can be operated via a driving lever (not shown).

If the vehicle body 2 starts to vibrate due to an undulating road surface or during acceleration or slowing-down manoeuvres, operating device 3 is caused to vibrate as well, which in turn causes boom 4, supported on said operating device 3, to move up and down. This results in a change of pressure in the head side oil chamber 8a of the boom cylinder 8 supporting boom 4.

In this case, bringing mode-switching valve 15 into connecting position results in the connection of oil chamber 8a with accumulator 17 via mode-switching valve 15 and slow-return check valve 16. Oil flows from oil chamber 8a into accumulator 17, passing through slow-return check valve 16 etc. At that moment, the damping effect caused by the built-up pressure of accumulator 17 and the choke of slow-return check valve 16 leads to the suppression of vibration as described above.

This means that with this kind of vehicular construction machine, one can think in terms of a dynamic vibration-suppressing device, with the vehicle body 2 representing a primary vibration system, and operating device 3, being of comparatively lesser weight (mass) than vehicle body 2, representing a secondary vibration system. By determining the spring constant of accumulator 17 and the damping coefficient of slow-return check valve 16 under consideration of the mass of vehicle body 2 and the spring constant of wheels 1 and the mass of operating device 3, the characteristic vibration frequency of the secondary vibration system represented by operating device 3 and the characteristic vibration frequency of the primary vibration system represented by vehicle body 2 can be kept at nearly the same level. Thus, while the vehicle body 2 shows almost no vibration during a driving operation, the secondary vibration system of operating device 3 does vibrate, and in the case of operating device 3, the elastic force or, in other words, the built-up pressure of accumulator 17, constantly acts in opposition to the vibrating force exerted by the road surface, suppressing vibration, while the slow-return check valve 16 displays a damping effect, so that during a driving operation, all up and down, backward and forward, or left to right vibration as well as pitching, rolling and yawing movements are suppressed, thus improving the operator's riding comfort.

If, however, oil flows from accumulator 17 into head side oil chamber 8a of boom cylinder 8 while vibration is being suppressed, the boom cylinder 8 is caused to slightly expand and contract, and while these expanding and contracting movements are repeated, a vibration suppression effect is exerted through choke 16a and accumulator 17 during a stroke movement in the contracting direction. Now, if we assumed that a selection valve 21 was not provided or that selection valve 21 was in interrupting position, pressure would be exerted on the rod side oil chamber 8b with each contraction and expansion of boom cylinder 8 for suppressing vibration. This in turn would cause oil to flow from tank 10 into rod side oil chamber 8b via anti-cavitation check valve 28, and oil would be prevented from flowing from rod side oil chamber 8b into the tank 10, so that oil would become encapsulated within rod side oil chamber 8b, hindering the stroke movement (expansion) of boom cylinder 8, which would lead to increasingly smaller stroke movements and would finally make all expanding and contracting movements impossible, so that the vibration suppression effect could no longer be maintained.

However, according to the structure described above, selection valve 21 is also brought into connecting position when mode-switching valve 21 is switched to connecting position by mode switch 22, and because rod side oil chamber 8b of boom cylinder 8 is in communication with tank 10, oil is allowed to flow freely from tank 10 into said rod side oil chamber 8b and back from rod side oil chamber 8b into tank 10, so that expansion and contraction operations of boom cylinder 8 are not hindered. As a result, the vibration-suppressing effect can be maintained even during long hours of driving operations.

Now, during an excavation operation, the mode switch 22 is brought into excavating position (off), so that both mode-switching valve 15 and selection valve 21 are switched back into interrupting positions. In this state, high-pressure oil from pump 11 is fed to oil chamber 8a or 8b of boom cylinder 8 as a result of a switching of direction control valve 13, so that said cylinder 8 performs either an expanding or a contracting operation, setting boom 4 into a turning motion, so that bucket 5 is either lifted or lowered. Also, high-pressure oil from pump 11 is fed to the pump cylinder 9 shown in FIG. 2 by a switching of the bucket direction control valve (not shown), so that bucket 5 is set into a turning motion via cross link 6 and damping link 7. This way, excavating and unloading operations are performed.

If mode switch 22 is brought into excavating mode during an excavating operation as described above, selection valve 21 is switched to interrupting position, preventing oil from flowing into tank 10 out of pipe 14b located on the head side, so that expansion and contraction of boom cylinder 8 can be properly controlled through direction control valve 13.

Sometimes, high-pressure oil is led into head side oil chamber 8a of boom cylinder 8 during excavating operation, but because mode-switching valve 15 is brought into interrupting position by switching mode switch 22 into excavating mode, the high-pressure oil led into said head side oil chamber 8a does not flow into accumulator 17, thus preventing breakage of accumulator 17.

FIG. 3 shows a second embodiment of the invention, with an anti-cavitation check valve 28 being provided at the rod side of boom cylinder 8, and a vent relief valve 29 with a low-pressure setting (several kg/cm²) being provided parallel to said anti-cavitation check valve 28. A vent pipe 29a of vent relief valve 29 can be brought into either a first connecting position, connected with tank 10 via a selection valve 30, or into a second interrupting position.

According to this embodiment, vent pipe 29a of vent relief valve 29 is connected to tank 10 when selection valve 30 is brought into connecting position during driving operation, thus allowing oil to flow from rod side oil chamber 8b of boom cylinder 8a into tank 10 via vent relief valve 29. Also, oil is allowed to flow from tank 10 into rod side oil chamber 8b via a check valve 28, preventing a restriction of the contracting and expanding movements of boom cylinder 8b during vibration-suppressing operation. Thus, the effect is the same as in case of the embodiment shown in FIG. 1 (first embodiment). Also, since a selection valve 30 is

provided for vent pipe 29a in the second embodiment, a relatively small selection valve with a low flow volume can be used in comparison to the arrangement according to the first embodiment, where a selection valve 21 is provided for the main pipe 14b.

FIG. 4 shows a third embodiment of the invention, where, instead of the check valve 28 and the vent relief valve 29 of the second embodiment, an unload valve 31 is used, whose vent pipe 31a can be brought into a first connecting position of being connected to tank 10 via a selection valve 30, and into a second interrupting position.

According to this embodiment, vent pipe 31a of unload valve 31 is connected to tank 10 when selection valve 30 is brought into connecting position during driving operation, and unload valve 31 allows oil to flow freely from rod side oil chamber 8b of boom cylinder to tank 10 and back, thus preventing a restriction of the contracting and expanding movements of boom cylinder 8b during vibration-suppressing operation. Thus, the same effect is achieved as in the first and second embodiment. Since the third embodiment's unload valve 31 fulfils at the same time the function of both vent relief valve 29 and check valve 28 according to the second embodiment, the arrangement is simplified because of the lower number of valves required.

It is possible, however, that because of a mistake by the operator, an excavating operation might be attempted while the mode switch 22 is still in driving mode. In this case, high-pressure oil flows into pipe 14a with mode-switching valve 15 still in connecting position, allowing the oil to flow into accumulator 17 and thereby damaging said accumulator 17.

In order to prevent this from happening, the second invention presents the following arrangement.

FIG. 5 shows an embodiment of the second invention (fourth embodiment): In this arrangement, a high-pressure main relief valve 24 (for example set at 120 kg/cm^2) and a low-pressure vent relief valve 32 (for example set at 90 kg/cm^2) are parallel connected to discharge pipe 12 of high-pressure oil pump 11, and a vent pipe 32a of low-pressure vent relief valve 32 and a vent pipe 29a of a low-pressure vent relief valve 29 (set at several kg/cm^2) provided at the rod side of boom cylinder 8 can be brought into either a first connecting position of being connected to tank 10 via a selection valve 33, or into a second interrupting position.

By adopting the fourth embodiment, not only can the same effect be achieved as by adopting the second embodiment, but also it is possible to perform low-pressure operations while preventing breakage of accumulator 17 during driving operation, because when mode-switching valve 15 is in driving mode (connecting position), selection valve 33 is in driving mode (connecting position) as well, and both vent pipe 29a of low-pressure vent relief valve 29 provided at the rod side and vent pipe 32a of low-pressure vent relief valve 32 provided at the pump side are connected to tank 10.

This means that if direction control valve 13 is, for example, switched to the left position during driving mode, discharge oil from pump 11 is led into pipe 14a; at this time, however, while the high-pressure main relief valve 24 does not react, the low-pressure vent relief valve 32 does react, so that the discharge pressure of pump 11 rises until the pressure-setting of said low-pressure vent relief valve 29, and low-pressure oil with a pressure below this setting is led via pipe 14a to the boom cylinder, allowing boom cylinder 8 to perform low-pressure operations. It is also possible to lead said low-pressure oil toward bucket cylinder 9 according to FIG. 2, thus allowing bucket 5 to perform low-pressure turning operations.

It is thus possible to operate boom cylinder 8 and bucket cylinder 9 using low-pressure oil while driving, or to lift bucket 5 from the ground while driving, or to lower bucket 5 while driving, this way improving operability. Moreover, during such operations, even though mode-switching valve 15 is in connecting position and accumulator 17 is in communication with pipe 14a, accumulator 17 will not suffer breakage, because the oil led into pipe 14a is low-pressure oil. And since the discharge pressure from pump 11 is low, it is impossible to

perform high-pressure operations such as excavating: this lets the operator know that he is in driving mode, thus preventing breakage of accumulator 17 through faulty operation.

If mode switch 22 is brought into excavating mode, the vent pipes 29a, 32a of both vent relief valves 29 and 32 are interrupted, and the vent relief valves 29 and 32 are locked closed, causing a reaction of the high-pressure main relief valve 24 and allowing the pressure from discharge pump 11 to rise until the pressure-setting of high-pressure relief valve 24. As a result, high-pressure oil is fed to boom cylinder 8 and bucket cylinder 9, allowing the performance of operations such as excavating at high pressure, thereby improving operability.

FIG. 6 shows another embodiment of the second invention (fifth embodiment): Here, in an arrangement according to the fourth embodiment, a high-pressure main relief valve 24 (for example set at 210 kg/cm^2) and a low-pressure unload valve 34 (for example set at 90 kg/cm^2) are parallel connected to discharge pipe 12 of high-pressure oil pump 11, and while a vent pipe 34a of an unload valve 34 is connected to a low-pressure relief valve 35 (for example set at 90 kg/cm^2) via a supplementary switch valve 33, a vent pipe 31a of an unload valve 31 provided at the rod side of boom cylinder 8 can be brought either into a connecting position of being connected to tank 10, or into an interrupting position interrupting said vent pipes 34a and 31a.

By adopting the fifth embodiment, the same effect can be achieved as by adopting the fourth embodiment; at the same time, if selection valve 33 is in connecting position during driving mode, vent-pipe 31a of the unload valve 31 provided at the rod side is connected to tank 10, while vent pipe 34a of the unload valve 34 provided at the pump side is connected to the low-pressure relief valve 35, causing said relief valve 35 to react, while, if selection valve 33 is in interrupting position during excavating mode, said vent pipes 34a and 31a are interrupted so that low-pressure relief valve 35 does not react, but a reaction of high-pressure main relief valve 24 is caused. This way, the same effect can be achieved as by adopting the fourth embodiment.

In the embodiments described above, only one boom cylinder 8 is provided; if, however, two boom cylinders 8, 8' are provided, pipes 14a, 14b are connected via aligned pipes 14a₁, 14a₂ and 14b₁, 14b₂ to oil chambers 8a, 8a' and 8b, 8b' of each cylinder 8, 8' respectively, and switching valves 15, 15' and slow return check valves 16, 16' consisting of chokes 16a, 16a' and check valve 16b, 16b', and vibration control accumulators 17, 17' are integrally connected with each cylinder 8, 8' respectively. It is also conceivable, as shown for a seventh embodiment in FIG. 8, that pipes 14a, 14b are connected via aligned pipes 14a₁, 14a₂ and 14b₁, 14b₂ to oil chambers 8a, 8a' and 8b, 8b' of each cylinder 8, 8' respectively, with a switching valve 15, a slow return check valve 16 and a vibration control accumulator 17 serving both cylinders 8 and 8' being integrally connected to one cylinder 8. This way, a vibration suppression effect is achieved through either one accumulator 17 or two accumulators 17, 17'.

In the embodiments described above, the vibration suppression effect is achieved through choke 16a (16a') of the slow-return check valve 16 (16') provided between mode-switching valve 15 (15') and accumulator 17 (17'); if, however, breakage of a pipe joint between accumulator 17 and boom cylinder 8 or of a passage of switch valve 15 occurs, the resulting choke effect will cause a damping effect, which is why it is also conceivable to omit passage through choke 16a or, specifically, through slow-return check valve 16 and to connect only accumulator 17 to boom cylinder 8 via switch valve 15, as it is shown in FIG. 9 as an eighth embodiment.

The present inventions are not limited to the wheel loader of the embodiments, but can also be adopted for other vehicular construction machines comprising an operating device, such as a power shovel or a truck crane.

Effect of the Invention

As shown above, the first invention, by connecting a vibration-suppressing accumulator to a known oil-pressure cylinder for operation, achieves a vibration insulation effect while maintaining a simple structure, and can therefore be carried out easily and at low cost. Also, the spring constant can be determined easily due to suppressed vibration, and by switching the mode-switching valve into connecting position (driving mode), the best possible vibration insulation effect for each machine can be achieved, greatly improving riding comfort. Moreover, by allowing oil to flow freely from the tank into and out of an oil chamber at the load side, for instance the rod side, of an operation cylinder, a restriction of the expanding and contracting movements of cylinder for vibration suppression can be prevented, allowing for proper vibration insulation even over long hours of operation.

The second invention is a construction according to the first invention comprising a high-pressure relief valve, a low-pressure relief valve and a switching means in the oil-pressure source circuit; here, it is impossible to perform high-pressure operations such as excavating during driving mode, while the possibility of performing low-pressure operations is maintained all the time. This way, high-pressure oil is kept from flowing into the accumulator, preventing breakage of the accumulator. At the same time, driving operations and low-pressure operations of the operation cylinders such as the lifting and lowering of the empty bucket can be performed simultaneously, greatly improving operability.

Brief Description of the Drawings

FIG. 1 shows the essential elements of an oil-pressure source circuit of the first embodiment of the first invention; FIG. 2 is a side view of an example of a vehicular construction machine adopting the present invention; FIG. 3 and FIG. 4 show the essential elements of an oil-pressure circuit of the second and third embodiment of the invention; FIG. 5 shows the essential elements of an oil-pressure source circuit of an embodiment (fourth embodiment) of the second invention; FIG. 6 shows the essential elements of an oil-pressure source circuit of another embodiment (fifth embodiment) of the second invention; and FIGS. 7 to 9 show the oil-pressure source circuit of the sixth to eighth embodiments.

- | | |
|-----|--|
| 1 | wheels |
| 2 | vehicle body |
| 3 | operating device |
| 4 | boom |
| 5 | bucket |
| 8 | boom cylinder |
| 8a | load side oil chamber |
| 8b | non-load side oil chamber |
| 9 | bucket cylinder |
| 11 | pressure-oil pump |
| 12 | discharge pipe (oil-pressure source circuit) |
| 13 | direction control valve |
| 15 | mode-switching valve |
| 16 | slow-return check valve |
| 16a | choke |
| 17 | accumulator |
| 19 | vibration insulation circuit |

- 21,30, 33 selection valve
- 22 (high-pressure-relief valve)
- 29 vent relief valve
- 31 unload valve
- 32 vent relief valve (low-pressure relief valve)
- 34 unload valve
- 35 low-pressure relief valve

Applicant of the Invention: Kobe Steel Ltd.

Legally represented by: E. Kotani, Patent Attorney
M. Nagata, Patent Attorney
Y. Itadani, Patent Attorney